

상부 암모니아 사이클로 냉각되는 드라이아이스 제조 사이클의 성능 예측

이근식
기계자동차공학부

<요 약>

드라이아이스 제조 사이클의 효율적인 설계를 위하여, 이산화탄소 응축기를 상부 냉동사이클로 냉각하여 압력을 낮추고 팽창밸브 입구의 과냉도를 조절하고 상하부 각 2단 압축의 압력비를 조절하여 시뮬레이션을 시도하였다. 과냉도 조절을 위해 열교환기를 삽입하였으며, 설계된 사이클이 에너지의 합리적인 이용면에서 적절한지를 검증하기 위해 엑서지 해석을 병행하였다. 과냉도를 적절히 조절하고 이산화탄소 응축기압력과 상하부 각 2단 압축의 중간압력을 조절함으로써 1 ton/hr의 드라이아이스 생산 당 약 9kW의 압축동력과 엑서지 손실을 줄일 수 있었다. 엑서지 해석결과에 의하면, 하부 이산화탄소 사이클의 압축단수는 증가되어야 하며, 상부 암모니아 사이클의 응축압력은 더 낮추어야 함을 알 수 있었다.

Performance prediction in a dry ice production cycle with topping ammonia cycle

Geun Sik Lee
Dept. of Mechanical Engineering

<ABSTRACT>

In order to reduce compression power and the exergy loss in a dry ice production cycle with cascade cooling, two heat exchangers were inserted in the cycle. Through simulation, the trends of compression power and irreversibility from the exergy

analysis were examined in terms of two intermediate pressures, CO₂ condensing pressure, and degrees of subcooling in the inlets of expansion valves. About 9 kW reduction in both compression power and exergy loss were found with the adoption of the subcooling by inserting heat exchangers as well as the pertinent choices of CO₂ condensing pressure and two intermediate pressures. Exergy analysis suggests that the number of compressors in the bottoming CO₂ cycle should be increased and the condensing pressure in the topping ammonia cycle should be lowered for further improvement.

1. 서 론

드라이아이스 제조 사이클⁽¹⁻³⁾은 낮은 저온 작동부(1기압에서 -78°C)와 대기온도에서 높은 응축압력(300 K에서 67 bar) 때문에, 원료인 이산화탄소를 압축할 때 많은 동력이 소요된다. 상업적으로는 드라이아이스 1 ton/hr 생산 시 소요되는 동력은 대략 260 kW이다.⁽⁴⁾ 이러한 높은 응축압력은 압축효율의 저하를 야기하고 배관 및 장치 설계 및 운전비용을 증가시키게 된다.

따라서 드라이아이스 제조 사이클에서 압축동력을 최소화하고 엑서지 해석^(5,6)을 통하여 각 구성 장치의 비가역성을 조사하는 것은 효율적인 설계 및 운전 조건을 제시하기 위해 필수적이라고 할 수 있다. 그러나 국내 드라이아이스 제조장치는 대부분 외국산이며 설계 자료를 얻기가 쉽지 않으며, 국내설계자료는 거의 전무한 실정이다.⁽⁷⁾ 국내 연구로는 이산화탄소의 응축기가 물로 냉각되는 고압의 3단압축 드라이아이스 제조시스템의 최소압축동력이 되는 최적의 중간압력을 제시한 연구⁽⁸⁾가 있으며, 암모니아 캐스케이드 냉각을 도입한 드라이아이스 제조사이클에서 이산화탄소 응축기 압력의 변화에 따른 압축동력의 거동과 그에 따른 순환 질량유량의 변화와 현상을 제시한 연구⁽⁹⁾가 있다. 그러나 전자는 고압 압축에 뒤따르는 압축효율의 저하와 배관 설계 및 운전 비용의 증가가 문제시 될 수 있으며, 후자는 이산화탄소 응축기의 압력을 낮출 수는 있으나 각 사이클의 중간압력과 이산화탄소 응축기의 압력, 팽창밸브 입구의 과냉도(이하 단순히 '과냉도'라 칭함)를 조정함으로써 아직도 압축동력을 감소시킬 수 있는 여지가 있다.

본 연구에서는 드라이아이스 제조사이클에 응축압력을 낮추기 위하여 응축기를 암모니아 사이클로 냉각(캐스케이드 냉각)하였으며, 과냉도를 증가시킬 목적으로 열교환기들을 부착하여 새로이 구성하였다. 상하부 사이클의 중간압력들과 이산화탄소 사이클의 응축기 압력, 또 과냉도에 따른 총압축동력의 거동과 비가역성의 크기를 시뮬레이션을 통하여 해석함으로써 합리적인 설계 여부를 검증하고 기초 설계자료를 제시하고자 한다.

2. 해석

2.1 드라이 아이스 제조 장치

Fig. 1에 캐스케이드 드라이 아이스 제조 시스템, Fig. 2에 암모니아와 이산화탄소 사이클의 P-h선도를 도시하였다. 원료 이산화탄소 가스는 2단 압축과 중간냉각을 거친 후 응축기에서 암모니아의 증발부(cascade heat exchanger)에 열을 방출하고 스로틀링(throttling) 과정을 통하여 저압저온의 습증기 상태로 된다. 플래쉬 드럼에서 분리된 액은 다시 재차 스로틀링 과정을 통하여 고체와 증기의 포화상태로 된다. 분리기에서 xm_1 kg/s에 해당하는 포화증기는 $(1-x)m_1$ kg/s의 보충 이산화탄소 가스와 함께 저압 압축단에 유입되며, $(1-x)m_1$ kg/s의 고체탄산은 가압 성형하면 드라이 아이스가 된다. 각 사이클에서 압축기는 2단으로 구성되어 있으며 암모니아의 응축부는 대기압하에서 물을 이용한 냉각이 가능하도록 18.3 bar(포화온도 46.1°C)까지 암모니아를 압축한다.

여기서 압축동력을 줄이기 위하여 각 압축과정 출구 증기를 물로 냉각한 후, 다시 플래쉬 드럼에서 냉각시켰으며, 팽창밸브 입구의 과냉도를 증가시키기 위해 CO₂ 열교환기(Fig. 1의 CO₂-HX)와 NH₃ 열교환기(Fig. 1의 NH₃-HX)를 추가 삼입하였다.

사이클 해석을 위해 물성치 프로그램⁽¹⁰⁾을 이용하였으며, 시뮬레이션을 위한 기본 가정은 다음과 같다. 드라이 아이스의 생산량은 1 ton/hr로 한다. 이산화탄소 사이클과 암모니아 사이클에서 저압단 입구는 과열증기 상태이며 고압단 입구는 포화증기 상태이다. NH₃ 고압축 스로틀링과정에서 입구상태는 포화액의 상태이다. 배관에서의 압력강하는 무시하며, 플래쉬 드럼들과 분리기에서 외부로의 열전달은 무시한다. 에너지 식에서 운동에너지와 위치에너지 항들은 무시한다. 여기서 기존의 설계에서 이산화탄소의 응축압력은 26 bar로 추천되고 있으므로⁽⁷⁾ 이를 기준으로 하여 기본 시뮬레이션 조건을 Table 1과 같이 정하였다. 각 장치에 대한 에너지와 엑서지 식은 다음과 같다.

2.2 각 구성장치의 에너지 해석

사이클 각 과정은 모두 정상상태이고 단열과정이므로 에너지 식은 다음과 같다.

$$\sum_{in} m_i h_i + W_{comp} = \sum_{out} m_e h_e \quad (1)$$

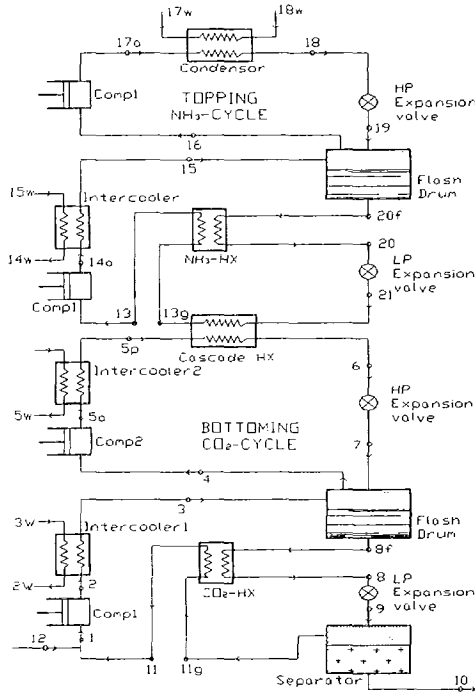
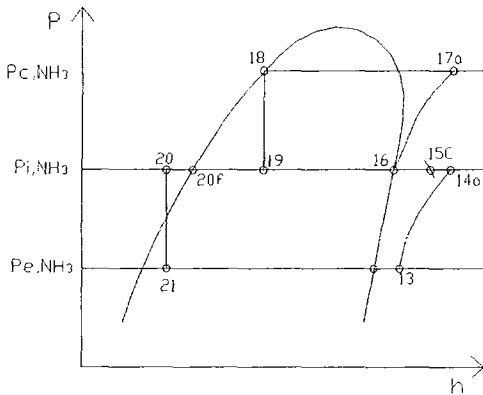
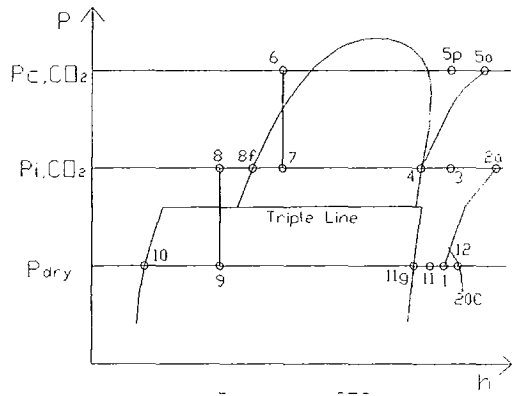


Fig. 1 Schematic diagram of a dry ice production cycle with ammonia cascade cooling and heat exchanger.



(a) Topping ammonia cycle



(b) Bottoming carbon dioxide cycle

Fig. 2 Pressure-enthalpy diagram of the dry ice production cycle.

여기서 m 은 질량유량, h 는 엔탈피, W_{comp} 는 장치에 가해진 동력을 표시한다. 하침자 i 는 입구상태를, 하침자 e 는 출구상태를 표시한다. 각 구성장치에 위의 에너지 식과 질량보존 식을 적용하고 Table 1의 데이터를 이용하여 계산프로그램을 작성하였으며 물성치 프로그램⁽¹⁰⁾을 이용하여 사이클 해석을 수행한다. 이로부터 각 팽창밸브의 출구건도 x_9, x_7, x_{19}, x_{21} 과 각 사이클의 각 단 순환질량 m_1, m_4, m_{13}, m_{16} 과 각 단 압축동력(=(질량유량) \times (엔탈피차)) $W_{c1CO_2}, W_{c2CO_2}, W_{c1NH_3}, W_{c2NH_3}$ 가 계산된다. 여기서 하부 이산화탄소 사이클과 상부 암모니아 사이클의 중간압력을 각각 6 bar와 8 bar로 잡은 근거는, 참고문헌 9에서 도출된 결과(플래쉬 드림으로 중간냉각이 되는 냉동사이클에서는 압축동력이 최소가 되는 중간압력은 증발기압력과 응축기압력의 기하 평균값과 다른 값으로 나타남)를 이용하여, 본 사이클의 총압축동력이 최소가 되는 중간압력 값 부근으로 수정하여 계산된 결과에 의거한다. 이는 차후 Table 2와 Fig. 3의 시뮬레이션 결과에서도 확인되었다.

Table 1 Basic simulation conditions for a dry ice production cycle with ammonia cascade cooling.

Variables	Values
Compressor efficiency	85 %
Condenser pressure of CO ₂ , P_c, CO_2	26 bar
Condenser pressure of ammonia, P_c, NH_3	18.3 bar
Intercooling temperature by water	40°C
Intermediate pressure of CO ₂ , P_i, CO_2	8 bar
Intermediate pressure of ammonia, P_i, NH_3	6 bar
Make-up gas temperature, T_{12}	20°C
Separator pressure, P_{dry}	1.03 bar
Temp. diff. for cascade HX, $T_c, NH_3 - T_c, CO_2$	10°C
Degree of subcooling for $T_6, T_6 - T_c, CO_2$	0°C
Degree of subcooling for $T_8, T_i, CO_2 - T_8$	0°C
Degree of subcooling for $T_{20}, T_i, NH_3 - T_{20}$	0°C

2.3 엑서지 해석

사이클 각 과정은 모두 정상상태이고 단열과정이므로 엑서지 식은 다음과 같다.

$$I = \sum_{in} m_i \psi_i + W_{comp} - \sum_{out} m_e \psi_e \quad (2)$$

여기서 $\psi = h - h_0 - T_0(s - s_0)$ 로서 엑서지이며, h 는 엔탈피를, s 는 엔트로피를 나타내며, I 는 비가역성을 표시한다.

위의 식을 각 구성장치에 적용하면, 압축기의 비가역성 ($I_{CO_2c1}, I_{CO_2c2}, I_{NH_3c1}, I_{NH_3c2}$)과, 팽창밸브의 비가역성 ($I_{CO_2thrHP}, I_{CO_2thrLP}, I_{NH_3thrHP}, I_{NH_3thrLP}$)과, 플래쉬 드림의 비가역성 (I_{CO_2FD}, I_{NH_3FD})과, 열교환기의 비가역성 (I_{CO_2HX}, I_{NH_3HX})과, 수냉식 중간냉각기의 비가역성 ($I_{CO_2int1}, I_{CO_2int2}, I_{NH_3int}$)과, 암모니아 응축기의 비가역성 I_{NH_3cond} 와, 드라이아이스 분리기의 비가역성 I_{CO_2sep} , 캐스케이드 열교환기의 비가역성 I_{casHX} 이 계산된다.

3. 결과 및 토의

최초의 계산결과들(Table 2의 1-Initial try와 Case1)로부터 압축동력과 총엑서지 손실들은 각각 206.4 kW와 209.5 kW, 116.0 kW와 119.1 kW이므로 이를 더 개선할 필요가 있다. 이를 위해 중간 압력과 이산화탄소 응축기 압력, 캐스케이드 열교환기에서 포화온도차, 팽창밸브 전의 과냉도에 따른 압축동력의 거동과 비가역성을 조사하였다. 입력변수는 Table 2에, 결과는 Table 2와 Fig. 3과 Fig. 4에 각각의 경우에 대한 최대 및 최소값과 변화경향이 제시되어 있다. Table 2에서 각 경우 입출력변수의 위와 아래 숫자는 입출력 값의 상하한을 각각 표시하며, 괄호안의 숫자는 최적값을 표시한다.

Table 2 Total compression power and total irreversibility by parametric study

* : The figure in () represents the optimum value which minimize the total compression power.

** : In this case, the difference between dT_{casHX} and dT_6 was maintained from $2^{\circ}C$ to $4^{\circ}C$ when dT_{casHX} was changed.

case	Input parameters							Results				
	PcCO ₂	PiCO ₂	PiNH ₃	dT _{casHX}	dT ₆	dT ₈	dT ₂₀	W _{ctot}		PeNH ₃	I _{tot}	
								initial	final		initial	final
1-Initial try	26.00	6.00	6.00	10.00	6.00	0.00	0.00	206.39		1.84	116.00	
2-PiCO ₂	26.00	5.50	6.00	10.00	6.00	0.00	0.00	206.79	218.47	1.84	116.40	128.09
		20(10)*						(205.47) min			(115.07) min	
3-PiNH ₃	26.00	8.00	4.00	10.00	6.00	0.00	0.00	211.34	209.28	1.84	120.94	118.88
			12(8)					(205.56) min			(115.16) min	
4-dT _{casHX} & dT ₆ **	26.00	8.00	6.00	8.00	6.00	0.00	0.00	202.95	220.27	2.01	112.55	129.88
				20(8)	16(6)			Increase			Increase	
5-dT ₆	26.00	8.00	6.00	10.00	0.00	0.00	0.00	209.46	205.36	1.84	119.07	114.96
					8(8)			Decrease			Decrease	
6-dT ₂₀	26.00	8.00	6.00	10.00	6.00	0.00	0.00	206.32	206.54	1.84	115.92	116.15
							30(0)	Nearly const			Nearly const	
7-dT ₈	26.00	8.00	6.00	10.00	6.00	0.00	0.00	206.32	202.17	1.84	115.92	112.37
							10(10)	Decrease			Decrease	
8-dT ₂₀	26.00	8.00	6.00	10.00	6.00	8.00	0.00	203.01	203.22	1.84	112.98	113.18
							25(0)	Nearly const			Nearly const	
9-PcCO ₂	36.00	8.00	6.00	10.00	6.00	8.00	0.00	205.08	202.33	3.05	115.05	112.30
	13(19)							(200.31) min			(110.27) min	
case1	26.00	8.00	6.00	10.00	0.00	0.00	0.00	209.46		1.84	119.07	
case2	26.00	8.00	6.00	10.00	6.00	0.00	0.00	206.32		1.84	115.92	
case3	26.00	8.00	6.00	10.00	6.00	8.00	0.00	203.01		1.84	112.98	
case4	19.00	8.00	6.00	10.00	6.00	8.00	0.00	200.31		1.13	110.27	

3.1 압력과 과냉도의 변화에 따른 총압축동력과 총비가역성의 거동

Table 2와 Fig. 3에서 압축동력의 범위는 200.3-220.3 kW이며, 비교를 위해 Case1(과냉하지 않는 경우)의 값을 쇄선으로 표시하였다. 하부 이산화탄소 사이클의 과냉도가 증가할수록 압축동력은 줄어드나(5-dT6, 7-dT8) 상부 암모니아 사이클의 과냉도가 증가하여도 압축동력은 거의 일정하다(6-dT20, 8-dT20). 따라서 압축동력을 줄이려면 이산화탄소 사이클의 과냉도를 크게 하는 것이 효과적임을 알 수 있다. 여기서 흥미로운 사실은 암모니아 사이클의 과냉도가 증가하여도 총압축동력은 거의 일정하게 나타난 경우로, 계산 결과에 의하면, 이산화탄소 사이클의 압축동력은 일정하며 암모니아 사이클의 압축동력 역시 거의 일정하다. 이는 다음으로 설명될 수 있다. 과냉으로 인한 저압단 압축기의 유입질량이 감소하며 이로부터 고압단 압축기의 유입질량이 감소하나, 열교환으로 인한 과냉도가 높은 저압단 압축기의 유입상태는 저압단의 입출구 엔탈피차를 증가시키며 이 효과가 질량유량의 감소 효과보다 커서 저압단의 압축동력은 증가한다. 한편 고압단의 압축동력은 엔탈피차가 일정하므로 고압단의 유입질량이 감소하면 압축동력이 감소한다. 여기서 저압단 압축동력의 증가와 저압단 압축동력의 감소가 거의 비슷한 크기로 나타나므로 총압축동력은 거의 일정하게 나타난다.

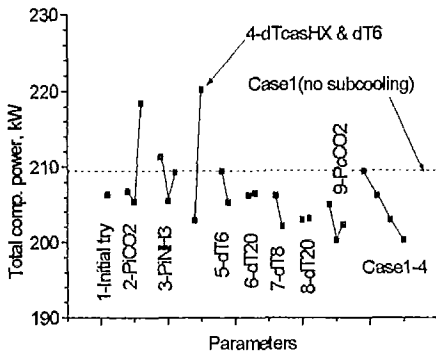


Fig. 3 Total compression power vs. parameters.

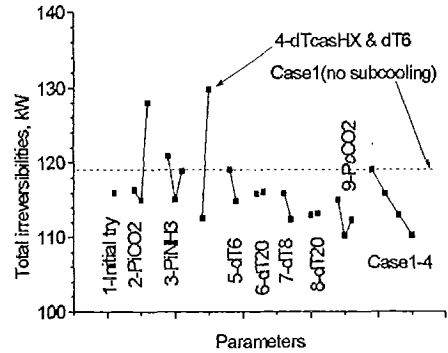


Fig. 4 Total irreversibilities vs. parameters

캐스케이드 열교환기의 포화온도차를 증가하면 압축동력이 증가한다(4-dTcasHX & dT6). 이 경우에 열교환 온도차를 고려하여 이산화탄소의 응축기 출구온도와 암모니아 증발기의 온도차를 최소 2°C, 그 외에는 4°C로 유지하면서 포화온도차를 증가시켰다.

압력들의 변화에 대해서는 각 사이클 중간압력과 이산화탄소의 응축기 압력이 증가함에 따라 총압축동력을 최소로 하는 압력들이 각각 존재한다(2-PiCO2, 3-PiNH3, 9-PcCO2). 이는 작동유체의 유량이 일정한 일반적인 2단 압축기에서 잘 알려진 사실이다. 그러나 본 연구에서와 같이 각 단의 유량이 다르며 상하부 사이클로 구성된 경우에는 등압력비 조건이 총압축동력의 최소조건이 되지 않음을 알 수 있다. 이 중에서 9-PcCO2는 Case3을 기준으로 하여 변화되었기 때문에 Case2를 기준으로 하여 중간압력들이 변화하는 경우보다 압축동력이 낮은 값으로 나타났다.

동일 조건에서 과냉도 증가에 따라 압축동력이 감소함을 Case1-3에서 살펴볼 수 있다. Case3과 동일한 조건에서 P_{CO_2} 가 26 bar에서 19 bar로 감소하였을 때 압축동력이 감소함을 Case4에서 볼 수 있다.

Fig. 4는 매개변수의 변화에 따른 총비가역성의 크기와 변화를 보여주고 있다. 전체적인 변화 경향은 압축동력의 경우와 유사함을 볼 수 있다. 이는 다음으로 설명될 수 있다. 사이클 전체를 검사체적으로 할 때, 식 (2)에서 냉각수들의 엑서지 출입량의 합은 검사체적의 엑서지 출입량의 1% 이내이므로 이를 무시하면, 엑서지 출입량은 원료이산화탄소의 엑서지와 최종 드라이 아이스의 엑서지 차이에 CO_2 의 질량유량(1 ton/hr)의 곱이 된다. 그런데 이 두 엑서지의 출입량 차이는 항상 일정하므로 총비가역성은 거의 압축동력의 거동에 의존함을 알 수 있다.

3.2 과냉도가 압축동력에 미치는 영향

앞서 고찰한 바와 같이 NH_3 사이클을 과냉할 경우에는 총압축동력을 감소시키는데 효과 없으므로, 이 이후에는 CO_2 사이클에서 과냉시키는 경우만을 고찰하기로 한다(Table 5의 Case1-3). 과냉도가 압축동력에 미치는 영향을 자세히 살펴보기 위해 총압축동력과 각 사이클의 압축동력들을 Fig. 5에 제시하였다. 이 때 각 압력들은 모두 일정하게 유지하였다. 전체적으로 총압축동력 W_{tot} 중에서 CO_2 사이클의 압축동력 W_{CO_2} 이 NH_3 사이클의 압축동력 W_{NH_3} 보다 높게 나타났으며, CO_2 사이클의 저압단 압축동력 W_{ClCO_2} 이 가장 크게 나타났다. 총압축동력은 CO_2 사이클의 고압측과 저압측의 팽창밸브 입구의 과냉도를 각각 $6^\circ C$ 와 $8^\circ C$ 로 증가함에 따라 각각 3.1 kW와 3.3 kW씩 감소하였다.

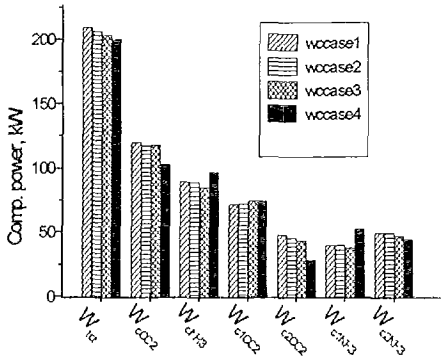


Fig. 5 Compression power for case1,2,3, and 4.

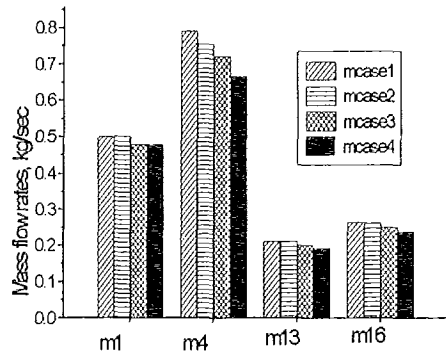


Fig. 6 Mass flow rates for case1, 2, 3, and 4.

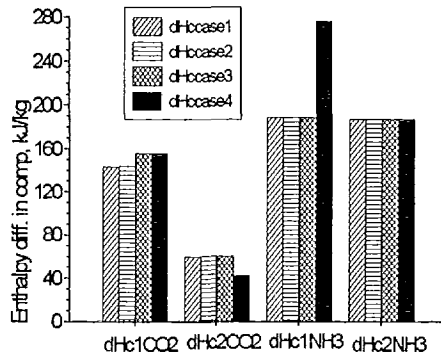


Fig. 7 Enthalpy difference between inlet and exit of compressor for case1, 2, 3, and 4.

Case1에서 Case2로 고압축 과냉도를 6°C 증가시키면 Fig. 6에서 보듯이 고압축 질량유량 m_4 가 감소하게 되며, 이 때 고압단 압축기에서 입구상태가 그대로 유지되므로 엔탈피차가 일정하게 유지됨(Fig. 7의 $dHc2CO_2$)을 고려하면 고압단의 압축동력이 감소하게 되며(Fig. 5의 W_{c2CO_2}) 이로부터 CO_2 사이클의 압축동력 또 총압축동력이 감소하게 된다.

Case2에서 Case3으로 저압축 과냉도를 8°C 증가시키면 Fig. 6에서 보듯이 저압축 질량유량 m_1 뿐만 아니라 전 질량유량(m_1, m_4, m_{13}, m_{16})이 감소하게 되며, 이 때에도 CO_2 사이클의 고압단, NH_3 사이클의 고압단과 저압단에서 각각의 입구상태가 그대로 유지되므로 엔탈피차가 일정하게 유지됨(Fig. 7의 $dHc2CO_2, dHc1NH_3, dHc2NH_3$)을 고려하면 이들 세 가지의 압축동력들이 모두 감소하게 된다(Fig. 5의 $W_{c2CO_2}, W_{c1NH_3}, W_{c2NH_3}$). 한편, CO_2 사이클의 저압단에서는 과냉으로 인한 압축기 입구의 과열도가 증가함에 따라 엔탈피차가 증가하게 된다(Fig. 7의 $dHc1CO_2$). 이 때 질량유량의 감소효과보다 엔탈피차의 증가효과가 커서 CO_2 사이클의 저압단의 압축동력은 증가하게 된다. 이 4가지 압축동력의 크기를 종합하면 CO_2 사이클의 압축동력은 일정하나 NH_3 사이클의 압축동력은 감소하므로 총압축동력이 감소하게 된다.

3.3 CO_2 응축기압력(P_{cCO_2})의 변화가 압축동력에 미치는 영향

앞서 고찰한 바와 같이 CO_2 응축기압력을 변화시킬 경우에는 총압축동력을 최소로 하는 CO_2 응축기압력이 존재하므로 다른 변수들은 일정하게 유지하고 CO_2 응축기압력이 바뀐 경우만을 고찰하기로 한다(Table 5의 Case3과 Case4). CO_2 응축기압력이 압축동력에 미치는 영향을 자세히 살피기 위해 총압축동력과 각 사이클의 압축동력들을 Fig. 5에 제시하였다. 총압축동력은 CO_2 응축기압력을 26 bar로부터 19 bar로 감소함에 따라 2.7 kW 감소하였다(Fig. 5의 Case3과 Case4). 전체적으로 총압축동력 중에서 CO_2 사이클의 압축동력과 NH_3 사이클의 압축동력이 비슷한 크기로 나타났으며, CO_2 사이클의 저압단 압축동력이 가장

크게 나타났다.

CO₂응축기압력을 감소함에 따라, CO₂ 사이클의 고압단의 압력비의 감소로 인한 엔탈피차의 감소(Fig. 7의 dH_{c2CO_2})와 질량유량의 감소(Fig. 6의 m_4)에 따라 압축동력이 감소하게 된다(Fig. 5의 W_{cCO_2}). 반면에 CO₂ 응축기의 방열을 위해 NH₃ 증발기의 압력(포화온도)이 낮아지게 되며, 이에 따라 NH₃ 저압단의 압력비의 증가로 인한 엔탈피차의 증가(Fig. 7의 dH_{c1NH_3})로 NH₃ 저압단의 압축동력이 증가하게 된다(Fig. 5의 W_{c1NH_3}). 이 때 Fig. 6에서 보듯이 NH₃ 저압단의 질량유량 m_{13} 은 약간 감소하나 엔탈피차의 증가효과가 질량유량의 감소효과보다 크므로, Fig. 5에 제시되었듯이 NH₃ 저압단의 압축동력 W_{c1NH_3} 이 증가하게 된다.

질량유량은 Fig. 6에서 볼 수 있다. CO₂응축기압력을 감소함에 따라 CO₂ 사이클의 고압단, NH₃ 사이클의 고압과 저압단의 질량유량이 모두 감소하였음을 볼 수 있다. 이 이유는 다음 현상으로 설명될 수 있다. CO₂ 사이클의 고압단의 질량유량 m_4 는 CO₂ 사이클의 플래쉬 드럼(flash drum)에서 에너지 식으로부터 산출된다(Fig. 1과 Fig. 2 참조). 이 때 질량유량 m_1 과 엔탈피 h_3, h_4, h_8 은 그대로 유지되므로 7점의 엔탈피 h_7 이 질량유량 m_4 에 영향을 주게 된다. CO₂응축압력이 낮아지면 h_7 은 감소하게 되고 이에 따라 플래쉬 드럼의 건도가 낮아져서 플래쉬 가스(flash gas)의 발생이 적어지므로 m_4 가 감소한다. 질량유량 m_4 의 감소는 캐스케이드 열교환기의 열교환부하를 줄여주게 되며 이로 인하여 NH₃ 사이클측의 질량유량 m_{13} 과 m_{16} 이 감소하게 된다.

3.4 액서지 해석결과

액서지 해석결과는 대표적으로 과냉도가 0인 경우(Table 2의 Case1)와 과냉과 CO₂ 응축기압력감소를 동시에 행한 경우(Table 2의 Case4)에 대한 비가역성을 Fig. 8에 함께 도시하였다. 여기서 상호비교를 위해, 총사이클에 대하여, 하부 CO₂ 사이클에 대하여, 상부 NH₃ 사이클에 대하여 비가역성을 Fig. 8에 한꺼번에 도시하였다. 첫번째 막대는 Case1에서 비가역성을, 두번째 막대는 Case4에서 비가역성을 각각 표시한다.

우선 총사이클에 대하여 살펴보면, Case1과 Case4 모두, 총비가역성의 약 50%를 CO₂ 사이클의 비가역성이 차지하며, 약 38%를 NH₃ 사이클의 비가역성이, 약 12%를 캐스케이드 열교환기의 비가역성이 차지함을 볼 수 있다. 총압축동력에 대한 총비가역성은 Case1과 Case4 각각의 경우 약 57%와 55%를 차지하고 있다. Case4의 경우 과냉과 CO₂ 응축기압력감소를 동시에 적용하였으므로 총비가역성이 9 kW 감소하였다. 이 감소의 대부분은 CO₂ 사이클의 비가역성의 감소와 캐스케이드 열교환기의 비가역성의 감소에 기인함을 알 수 있다.

CO₂ 사이클의 비가역성을 Case1에 대하여 기능별로 살펴보면, 팽창밸브에서의 비가역성이 가장 높으며, 압축기, 수냉식 중간냉각기, 플래쉬 드럼과 분리기의 비가역성 순서이다. 이를 각 구성장치별로 살펴보면, CO₂ 저압팽창밸브에서의 비가역성이 가장 높으며, 다음이 비슷한 크기로, 저압단 수냉식 중간냉각기, 저압단 압축기, 플래쉬 드럼, 고압팽창밸브, 고압단 압축기의 순서이다. Case4의 경우 과냉과 CO₂응축기 압력감소를 동시에 적용하였으므로, 고압축 질량유량 m_4 의 감소와 압력비의 감소로 인하여 고압단 압축기와 고압팽창밸브에서의 비가역성이 현저히 감소하였다. 저압팽창밸브에서의 비가역성도 질량유량 m_1 의

감소로 인하여 감소하였다. 저압단 수냉식 중간냉각기에서는, 저압단 압축기의 입구온도의 과열도가 증가함에 기인하여 압축기의 출구온도가 높아지므로 냉각수와의 온도차가 증가하기 때문에, 비가역성이 증가하였음을 볼 수 있다. 이들 비가역성의 증감을 종합하면 Case4가 Case1에 비해 CO₂ 사이클의 비가역성을 감소시킬 수 있다.

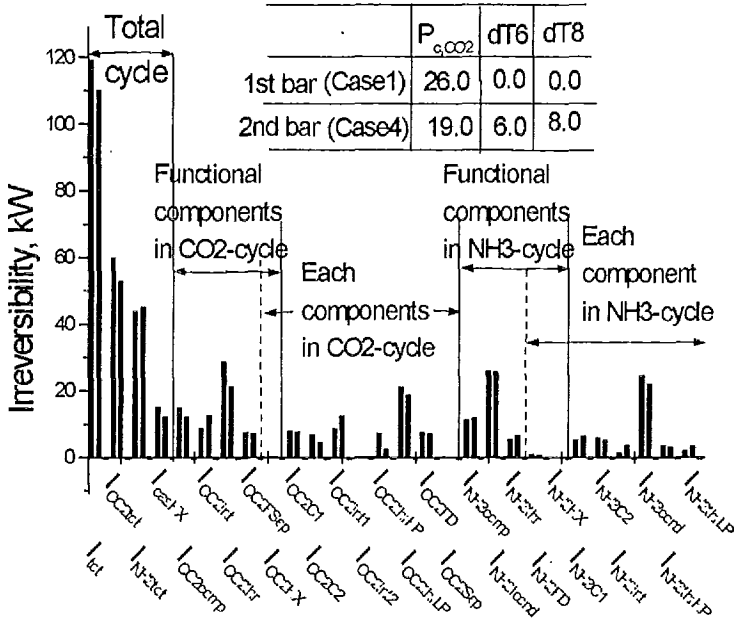


Fig. 8 Irreversibilities for the case1 and case4.

NH₃ 사이클의 비가역성을 Case1에 대하여 기능별로 살펴보면, 응축기에서의 비가역성이 가장 높으며, 압축기, 팽창밸브의 순서이다. 이를 각 구성장치별로 살펴보면, NH₃ 응축기에서의 비가역성이 월등히 높으며, 다음이 고압단 압축기, 저압단 압축기, 고압팽창밸브, 저압 팽창밸브의 순서이다. Case4의 경우 Case1에 비해 고압축 질량유량 m₁₆의 감소로 인한 응축기의 비가역성과 고압단 압축기와 고압팽창밸브의 비가역성이 감소함을 볼 수 있다. Case4의 경우 저압축 질량유량 m₁₃이 감소함에도 불구하고 NH₃ 증발기의 압력감소로 인한 저압축 압력비의 증가로 인하여 저압단 압축기와 저압팽창밸브의 비가역성이 증가함을 볼 수 있으며, 저압단 압축기의 출구온도 상승으로 인한 냉각수와의 온도차가 증가하기 때문에 수냉식 중간냉각기의 비가역성도 역시 증가함을 알 수 있다. 이들 비가역성의 증감을 종합하면 Case4가 Case1에 비해 NH₃ 사이클의 비가역성을 약간 증가시킬 수 있다.

4. 결론

드라이아이스 제조 사이클의 압축동력의 감소를 위해 열교환기를 부착하였다. 과냉도의 증가와 중간압력의 변화에 따른 압축동력의 거동과 비가역성의 크기와 원인을 조사하였으며 이에 대한 현상을 밝혔다. 이로부터 다음의 결론을 얻었다.

- (1) 압축동력의 증감은 질량유량의 변화와 엔탈피차(압축기 입구온도와 압력비에 의존)의 변화의 곱에 의존하는 것이 아니며, 이의 상대적인 크기에 의존한다.
- (2) 과냉이 없는 경우에 비해 과냉과 최적의 CO₂ 응축압력으로 설계하면 1 ton/hr 당 약 9 kW의 동력절감 효과가 있다.
- (3) 상하부 각 사이클의 중간압력과 CO₂ 응축압력을 조절하면 최소압축동력을 얻을 수 있다.
- (4) NH₃측 과냉도를 증가시키면 압축동력절감과 비가역성 감소면에서 이득이 없으며, CO₂측 과냉도를 증가시키는 것이 좋다.
- (5) 총비가역성의 과냉도와 압력들에 따른 상대적인 크기와 변화 경향은 압축동력의 경향과 유사하다.
- (6) CO₂ 사이클의 저압측 과냉도를 증가시키면 나머지 모든 질량유량이 감소한다.
- (7) 엑서지 해석 결과로부터 비가역성의 크기와 발생원인을 밝힐 수 있었으며, 차후의 개선책이 제시되었다. 과냉과 적정 CO₂응축압력의 선정으로 과냉이 없는 경우와 비교할 때 (각 사이클 질량유량의 감소와 CO₂ 고압측 압력비의 감소로 인하여) 약 9 kW의 엑서지 손실을 줄일 수 있었다. 차후의 개선책으로는 CO₂ 사이클을 3단으로 하여 압력비를 더 감소시킬 필요가 있으며, NH₃ 사이클의 응축기 압력(포화온도)을 감소시켜 냉각수와의 온도차를 줄일 필요가 있다.

참고문헌

1. King, G. R., 1971, Modern Refrigeration Practice, McGraw-Hill, pp. 398-399.
2. 서정운, 임장순, 1982, 냉동공학, pp. 261-264.
3. 김효경, 1982, 냉동공학, 문운당, pp. 226-230 (Jordan and Priester, 1957, Refrigeration and Air Conditioning, Prentice Hall).
4. Seifritz, W., 1993, The Terrestrial Storage of CO₂-Dry Ice, Energy Convers. Mgmt, Vol. 34, No. 9-11, pp. 1121-1141.
5. Wark, Jr., K., 1995, Advanced Thermodynamics for Engineers, McGraw-Hill.
6. Moran, M. J., 1990, Availability Analysis: A Guide to Efficient Energy Use, Prentice-Hall.
7. 박준택, 1993, 액화탄산가스와 드라이 아이스의 제조, 월간냉동공조기술, 93년 4월호, pp. 62-67.
8. 이근식, 1998, 플래쉬 드럼이 있는 고체탄산 제조 사이클에서 압축동력 최소조건, 1998년도 공기조화냉동공학회 하계학술발표회 논문집, pp. 1172-1176.
9. 이근식, 1998, 암모니아 캐스케이드 냉각을 도입한 드라이 아이스 제조 사이클의 해석, 1998년도 공기조화냉동공학회 동계학술발표회 논문집, pp.72-77.
10. PROPATH Group, 1993, PROPATH: A Program Package for Thermophysical Properties, Version 8.1.